

Family list

2 family member for: **JP9030429**

Derived from 1 application

Back to J

1 STEERING DEVICE FOR AUTOMOBILE

Inventor: KATO YASUYUKI

Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

EC:

IPC: B62D1/20; F16D3/26; B62D1/16 (+3)

Publication info: JP3216484B2 B2 - 2001-10-09

JP9030429 A - 1997-02-04

Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

D 1

(11)Publication number : 09-030429

(43)Date of publication of application : 04.02.1997

(51)Int.Cl.

B62D 1/20

F16D 3/26

(21)Application number : 07-187540

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 24.07.1995

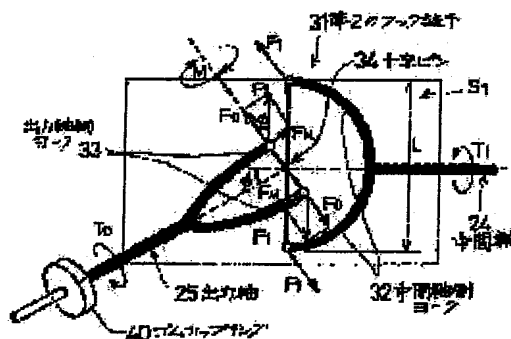
(72)Inventor : KATO YASUYUKI

(54) STEERING DEVICE FOR AUTOMOBILE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the generation of flutter by arranging one of yokes, which form an adjustable joint, substantially vertical in relation of the flat surface, which includes a pair of shafts connected by the adjustable joint, at the time of straight line traveling of a vehicle, and providing a low rigidity member in the shaft side having the yoke.

SOLUTION: When the steering angle at the time of straight line traveling of a vehicle is zero, an output shaft side yoke 33 provided in an output shaft 25 is arranged nearly vertical in relation to the flat surface S1, which includes an intermediate shaft 24 and the output shaft 25. A yoke 32 of the intermediate shaft side is necessarily formed nearly parallel with the flat surface S1. The generated moment M is applied to a rubber coupling 40 at a low bending rigidity so as to generate the bending deformation, and the equivalent torsion rigidity of the rubber coupling 40 is thereby reduced. Rotational oscillation of a pinion is absorbed by the rubber coupling 40 so as to prevent the generation of flutter.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

23.04.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

3216484

[Date of registration]

03.08.2001

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-30429

(43) 公開日 平成9年(1997)2月4日

(51) Int.Cl. ^s	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 2 D 1/20		9142-3D	B 6 2 D 1/20	
F 1 6 D 3/26			F 1 6 D 3/26	W

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平7-187540

(22) 出願日 平成7年(1995)7月24日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 加藤 康之

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

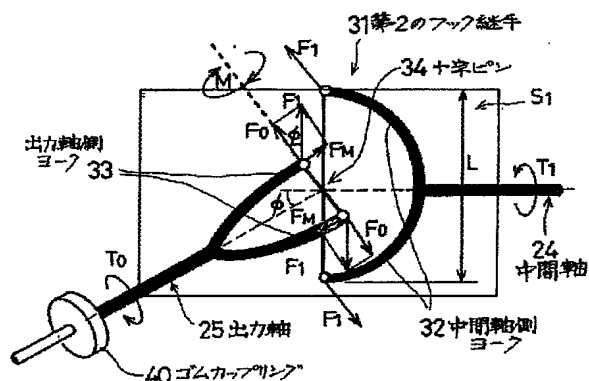
(74) 代理人 弁理士 伊東 忠彦

(54) 【発明の名称】 自動車用操舵装置

(57) 【要約】

【課題】 本発明はフック継手を用いた自動車用操舵装置に関し、フラッタの発生を防止することを目的とするものである。

【解決手段】 ステアリング21に連結された入力軸23と、ギヤボックス26に接続された出力軸25と、両軸23、25間に配設される中間軸24と、各軸23～25を連結する第1及び第2のフック継手30、31を有する自動車用操舵装置において、ステアリング21の操舵角がゼロである時、中間軸24と出力軸25を含む平面S1に対して第2のフック継手31を構成する出力軸側ヨーク33が略垂直となるよう配置し、かつこの構成とすることにより曲げモーメントが発生する出力軸25にゴムカップリング40を配設した構成とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくともステアリングに連結された入力軸とギヤボックスに接続された出力軸とを含む2本以上の軸を有すると共に、連結される一対の軸が自在継手により連結された構成を有する自動車用操舵装置において、

車両直進時、上記一対の軸を含む平面に対して該自在継手を構成するヨークの一方が略垂直となるよう配置し、かつ、上記略垂直となるよう配置されたヨークを持つ軸側に低剛性部材を配設したことを特徴とする自動車用操舵装置。

【請求項2】 ステアリングに連結された入力軸を第1の自在継手を介して中間軸に連結すると共に、該中間軸を第2の自在継手を介してギヤボックスに連結された出力軸に連結した構成を有する自動車用操舵装置において、

車両直進時、上記第1の自在継手と第2の自在継手で連結される上記入力軸、中間軸、出力軸を夫々同一平面内に配置すると共に、

上記入力軸側及び出力軸側の各ヨークを上記平面に対して略垂直となるよう配置したことを特徴とする自動車用操舵装置。

【請求項3】 請求項2記載の自動車用操舵装置において、

上記入力軸と出力軸の少なくとも一方に低剛性部材を配設したことを特徴とする自動車用操舵装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は自動車用操舵装置に係り、特に自在継手を用いた自動車用操舵装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 一般にステアリングの回転操作により車輪に操舵角を与える装置として自動車用操舵装置が知られている。この自動車用操舵装置は、大略すると運転者が操作するステアリングと、このステアリングに接続され回転するステアリングシャフトと、このステアリングシャフトの回転力をラックバーの直線移動に変換するギヤボックスと、ラックバーの移動に伴い車輪を操舵させるナックルアーム等により構成されている。

【0003】 また、上記のステアリングシャフトは、ステアリングに上端が接続された入力軸と、ギヤボックスに下端が接続された出力軸と、この入力軸と出力軸との間に配設される中間軸と、入力軸の下端と中間軸とを接続する第1のフック継手と、出力軸の上端と中間軸とを接続する第2のフック継手等により構成されている。

【0004】 更に、第1のフック継手は入力軸に配設された入力軸側ヨークと中間軸に配設された中間軸側ヨークとを十字ピンにより接合した構成とされており、第2のフック継手は出力軸に配設された出力軸側ヨークと中

間軸に配設された中間軸側ヨークとを十字ピンにより接合した構成とされている。

【0005】 この種の自動車用操舵装置として、例えば特開平6-321118号公報に開示されたものがある。同公報に開示された自動車用操舵装置は、ステアリング操舵角がゼロであるとき、入力軸側ヨークを入力軸と中間軸とを含む平面に対して垂直となるよう配置すると共に、出力軸側ヨークを中間軸と出力軸とを含む平面に対して垂直となるよう配置し、かつ入力軸と中間軸との交差角が中間軸と出力軸との交差角と相違するよう構成したものである。この構成とすることにより、ステアリングトルクをトルク変動の山または谷に容易に設定することができる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、走行中にステアリングが周方向に振動する現象としてフラッタが知られている。このフラッタは、車輪のアンバランス、ノンユニフォーミティーに起因してサスペンション、ステアリング系が共振することにより発生する。

【0007】 ここで、タイヤの振動によりフラッタが発生する理由について図25及び図26を用いて説明する。尚、各図において1はステアリングであり、ステアリングシャフト2を構成する入力軸3、中間軸4、出力軸5を介してギヤボックス6に接続されている。また、入力軸3と中間軸4とは第1のフック継手7により、中間軸4と出力軸5とは第2のフック継手8により接続されている。更に、ギヤボックス6は内部にラックバー9が挿通されたサブフレーム10（ラックハウジング11を有する）に配設されており、ラックバー9に形成されたラック12と出力軸5の下端部に配設されたピニオン13とはギヤボックス6内で噛合した構成とされている。

【0008】 タイヤの振動によりフラッタが発生する理由は次の2種類が考えられる。その一つはピニオン13の回転により発生するフラッタであり（図25に示す）、もう一つはギヤボックス6の並進振動により発生するフラッタである（図26に示す）。

【0009】 先ず、ピニオン13の回転により発生するフラッタについて説明する。上記のように車輪にアンバランスやノンユニフォーミティーがあると、車両走行中、これに起因して車輪に強制振動が発生する。この強制振動はナックルアーム（図示せず）を介してラックバー9に伝達され、よってラックバー9は軸方向（左右方向）に振動する。

【0010】 すると、ラックハウジング11の内部においてラックバー9の軸方向への相対振動（図25に矢印で示す）が発生し、この相対振動に起因してピニオン13に回転振動が発生する。ピニオン13の回転振動は、ステアリングシャフト2を介してステアリング1に伝達され、その結果ステアリング1に周方向の振動（フラッ

タ)が発生する。

【0011】続いて、ギヤボックス6の並進振動により発生するフラッタについて説明する。上記のように車輪に強制振動が発生すると、この強制振動によりサブフレーム10は軸方向(図26に矢印Aで示す)へ振動し、これによりサブフレーム10に設けられているギヤボックス6も車体(図示せず)に対し軸方向に並進振動する。また、この強制振動は上記した軸方向以外にも上下方向及び車両前後方向にも同様に発生し、従ってギヤボックス6の並進振動は上下方向及び車両前後方向にも発生する。

【0012】一方、ステアリングシャフト2を構成する入力軸3は車体に支持された構成とされているため、ギヤボックス6が上記のように並進振動すると、ギヤボックス6と入力軸3との間に相対振動が発生する。この相対振動は各フック継手7, 8で回転振動に変換され、その結果ステアリング1に周方向の振動(フラッタ)が発生する。

【0013】しかるに、先に述べた公報に開示された自動車用操舵装置は、図25及び図26を用いて説明した理由により発生するフラッタを抑制するための対策は何ら講じられておらず、よってステアリングトルクをトルク変動の山または谷に容易に設定できるものの、フラッタの発生を有効に防止することができないという問題点があった。

【0014】本発明は上記の点に鑑みてなされたものであり、車輪の強制振動により出力軸に発生する回転振動を入力軸、中間軸或いは出力軸に配設された低剛性部材で曲げ変形として吸収することにより、また入力軸、中間軸、出力軸を同一平面内に配置すると共に入力軸側及び出力軸側の各ヨークを上記平面に対して垂直となるよう配置して車輪の強制振動により発生するギヤボックスの並進振動が各継手で回転振動に変換されないよう構成することにより、フラッタの発生を防止した自動車用操舵装置を提供することを目的とするものである。

【0015】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、本発明では下記的手段を講じたことを特徴とするものである。請求項1記載の発明では、少なくともステアリングに連結された入力軸とギヤボックスに接続された出力軸とを含む2本以上の軸を有すると共に、連結される一対の軸が自在継手により連結された構成を有する自動車用操舵装置において、上記車両直進時、上記一対の軸を含む平面に対して該自在継手を構成するヨークの一方が略垂直となるよう配置し、かつ、上記略垂直となるよう配置されたヨークを持つ軸側に低剛性部材を配設したことを特徴とするものである。

【0016】また、請求項2記載の発明では、ステアリングに連結された入力軸を第1の自在継手を介して中間軸に連結すると共に、上記中間軸を第2の自在継手を介

してギヤボックスに連結された出力軸に連結した構成を有する自動車用操舵装置において、車両直進時、上記第1の自在継手と第2の自在継手で連結される上記入力軸、中間軸、出力軸を夫々同一平面内に配置すると共に、上記入力軸側及び出力軸側の各ヨークを上記平面に対して略垂直となるよう配置したことを特徴とするものである。

【0017】更に、請求項3記載の発明では、上記請求項2記載の自動車用操舵装置において、上記入力軸と出力軸の少なくとも一方に低剛性部材を配設したことを特徴とするものである。

【0018】上記した手段は下記のように作用する。請求項1記載の発明によれば、車両直進時、一対の軸を含む平面に対して自在継手を構成するヨークの一方が略垂直となるよう配置することにより、この自在継手においてトルク伝達が行われる際、上記の平面に対し略垂直なヨークを有する軸に曲げモーメントが発生する。

【0019】また、この略垂直となるよう配置されたヨークを持つ軸、即ち曲げモーメントが発生する軸に低剛性部材を配設することにより、低剛性部材は曲げモーメントが印加されることにより曲げ変形し等価捩じりバネ定数が低下する。従って、車輪の強制振動によりピニオンに回転振動が発生した場合、この回転振動は等価捩じりバネ定数が低減した低剛性部材で吸収され、上記回転振動がステアリングに伝達されることを遮断できるためフラッタの発生を防止することができる。

【0020】また、請求項2記載の発明によれば、車両直進時、第1及び第2の自在継手で連結される上記入力軸、中間軸、出力軸を夫々同一平面内に配置すると共に、入力軸側及び出力軸側の各ヨークを上記平面に対して垂直となるよう配置することにより、入力軸側及び出力軸側の各ヨークに枢軸されたピンは平行配置された状態となる。

【0021】また、中間軸の入力軸側及び出力側に配設された各ヨークは、入力軸側及び出力軸側のヨークに対して垂直に配設されるため、中間軸の各ヨークに枢軸されたピンは上記平面に対して平行に配置された状態となる。即ち、第1の自在継手を構成する入力軸側のヨークと中間軸側のヨークとの間に配設される各ピンと、第2の自在継手を構成する出力軸側のヨークと中間軸側のヨークとの間に配設される各ピンとは互いに3次元で平行に配置された構成となる。この構成では、上記のようにギヤボックスに並進振動が発生しても各継手においてこの並進振動が回転振動に変換されることはなく、よってフラッタの発生を防止することができる。

【0022】更に、請求項3記載の発明によれば、上記した請求項2記載の自動車用操舵装置の構成において、請求項1記載の発明と同様に曲げモーメントが発生する入力軸或いは出力軸の少なくとも一方に低剛性部材を配設したことにより、上記した請求項1の作用及び請求項

2の作用を共に奏しうる自動車用操舵装置を実現することができる。

【0023】即ち、車輪の強制振動によりピニオンに回転振動が発生した場合は、この回転振動は曲げモーメントが発生する軸に配設されることにより等価振りバネ定数が低減した低剛性部材において吸収されるため、フラッタの発生を防止することができる。また、車輪の強制振動によりギヤボックスに並進振動が発生した場合は、各自在継手は並進振動を回転振動に変換しないため、この並進振動は遮断され、よってフラッタの発生を防止することができる。

【0024】

【発明の実施の形態】次に本発明の実施の形態について図面と共に説明する。図1は本発明の第1実施例である自動車用操舵装置20の全体構成図である。同図において21はステアリングであり、ステアリングシャフト22を介してギヤボックス26に接続されている。本実施例に係るステアリングシャフト22は、入力軸23、中間軸24、出力軸25の3本の軸により構成されている。入力軸23の上端部にはステアリング21が配設され、また出力軸25の下端には後述するピニオン35が配設されている。

【0025】また、ステアリング21が取り付けられた入力軸23は車両に軸支された構成とされており、従ってギヤボックス26に振動が生じて、入力軸23はこの振動により変位しない構成とされている。更に、入力軸23と中間軸24は第1のフック継手30により連結され、また中間軸24と出力軸25は第2のフック継手31により連結された構成とされている。

【0026】第1のフック継手30は、入力軸23と一体的に回転する入力軸側ヨーク27と、中間軸24の上端部に形成され中間軸24と一体的に回転する中間軸側ヨーク28と、この両ヨーク27、28に回転自在に連結された十字ピン29等により構成されている。また、第2のフック継手31は、中間軸24の下端部に形成され中間軸24と一体的に回転する中間軸側ヨーク32と、出力軸25と一体的に回転する出力軸側ヨーク33と、この両ヨーク32、33に回転自在に連結された十字ピン34等により構成されている。

【0027】一方、ギヤボックス26は、内部にラックバー36が挿通されたサブフレーム37（ラックハウジング39を有する）に配設されており、ラックバー36に形成されたラック38と出力軸25の下端部に形成されたピニオン35は、このギヤボックス26内で噛合する構成とされている。また、ラックバー36の両端部はナックルアーム（図示せず）を介して車輪に接続されている。尚、出力軸25には本実施例の要部の一つとなる低剛性部材であるゴムカップリング40が配設されているが、説明の便宜上、このゴムカップリング40については後述するものとする。

【0028】上記構成とされた自動車用操舵装置20によれば、運転者がステアリング21を操作すると、この操作力は入力軸23、第1のフック継手30、中間軸24、第2のフック継手31、出力軸25を介してギヤボックス26に伝達される。そして、ギヤボックス26では、出力軸25の下端部に配設されたピニオン35とラックバー36に形成されているラック38が噛合していることにより、出力軸25の回転はラック38の直線方向（図中、矢印A1、A2で示す方向）の移動に変換され、よってラックバー36の両端部に配設されたナックルアームを介して車輪の操舵が行われる。

【0029】ここで、第2のフック継手31の配設位置近傍を図2及び図3に拡大して示し、本実施例における各ヨーク32、33の配置、及びゴムカップリング40の機能について説明する。本実施例では、対をなす中間軸24と出力軸25を含む平面S1を想定した場合、車両直進時のステアリング21の操舵角がゼロである時に、この平面S1に対して第2のフック継手31を構成するヨークの一方が略垂直となるよう配置した構成とされている。具体的には、本実施例に係る自動車用操舵装置20では、出力軸25に配設された出力軸側ヨーク33が上記平面S1に対して略垂直となるよう構成されている。また、出力軸側ヨーク33を平面S1に対して略垂直な構成とすることにより、必然的に中間軸24に配設された中間軸側ヨーク32は平面S1に対して略平行な構成となる。

【0030】次に、上記した構成とされた各ヨーク32、33を有する第2のフック継手31において、トルク伝達が行われる際の力の釣合いについて考察する。いま、出力軸25にゴムカップリング40が配設されていない構成を想定し、また中間軸24と出力軸25との交差角を ϕ とし、更にトルク伝達時に出力軸25にトルク T_0 が中間軸24にトルク T_1 が発生したとする。

【0031】この際、中間軸24に設けられた中間軸側ヨーク32は上記平面S1に平行であるため曲げ成分は発生せず、純トルク T_1 のみが発生する。この中間軸24に発生するトルク T_1 は、中間軸側ヨーク32の長さを L 、回転力を F_1 とすると $T_1 = F_1 \times L$ で示される。一方、中間軸24の回転力 F_1 に釣り合うための効力としては、出力軸25のトルク T_0 が出力軸側ヨーク33に交差角 ϕ に基づく図示する方向に回転力 F_1 を発生させることとなる。

【0032】この場合、出力軸25の回転力 F_1 は、出力軸25のトルク T_0 に基づいて出力軸25を回転させるための分力 F_0 と、出力軸25の曲げモーメントとして作用する分力 F_M とを発生する。この分力 F_0 は、出力軸25のトルク T_0 に基づくものであり、よって出力軸25のトルク T_0 は出力軸側ヨーク33の長さを L とすると $T_0 = F_0 \times L$ で示される。また、上記のように出力軸25には分力 F_M が発生し、この分力 F_M は出力

軸25に曲げモーメントを発生させ、出力軸25に発生する曲げモーメント M は、 $M = F_M \times L$ で示される。

【0033】上記したように、2本の軸24、25をフック継手31で連結した場合、何れか一方の軸に曲げモーメント M が発生し、また曲げモーメント M が発生する軸は各軸24、25を含む平面 S_1 に対し垂直なヨークを持った軸（図2の例では出力軸25）である。

【0034】ここで、再びゴムカップリング40が配設されている構成を想定すると、上記のように発生する曲げモーメント M を曲げ剛性の低いゴムカップリング40に印加し、このゴムカップリング40に曲げ変形を発生させることにより、ゴムカップリング40の等価捩り剛性を低減させることが可能となる。また、ゴムカップリング40の等価捩り剛性が低減されると、前記したピニオン35の回転振動はゴムカップリング40で吸収されるため、フラッタの発生を防止することができる。

【0035】これについて更に詳述すると、前述したようにピニオン35の回転により発生するフラッタは、車輪に発生した強制振動がラックバー36に伝達されてラックハウジング39とラックバー36が相対振動し、これに起因してピニオン35に回転振動が発生し、このピニオン35の回転振動がステアリングシャフト22を介してステアリング21に伝達されることにより発生する。従って、ピニオン35からステアリング21に至る途中位置に捩り剛性の低い部材（低剛性部材）を配設し、この低剛性部材でピニオン35の回転振動を吸収させることによりフラッタの発生を防止することができる。

【0036】本実施例は、フック継手31において出力軸25に発生する曲げモーメントをゴムカップリング40に印加し、これによりゴムカップリング40の等価捩り剛性を低減させ、車輪が強制振動した際に発生するピニオン35の回転振動をゴムカップリング40で吸収させることによりフラッタの発生を防止するよう構成したものである。

【0037】図3は、曲げモーメントを印加した状態のゴムカップリング40及びこの時の各軸24、25の挙動を示している。尚、図3（A）は自動車用操舵装置20の平面図であり、（B）は自動車用操舵装置20の側面図である。図3（A）に示されるように、ゴムカップリング40に曲げモーメント M を印加すると、ゴムカップリング40には曲げ変形が発生する。いま、ゴムカップリング40の折れ曲がり角を $\Delta \theta_M$ 、ゴムカップリング40の曲げ剛性を $K \theta_M$ とすると、折れ曲がり角を $\Delta \theta_M$ は $\Delta \theta_M = M / K \theta_M$ として求められる。また、図3（B）に示されるように、ゴムカップリング40に曲げモーメント M を印加することにより、中間軸24には軸回転量 ΔN が発生し、この軸回転量 ΔN は交差角 ϕ を用いて $\Delta N = \Delta \theta_M \cdot \sin \phi$ として求められる。

【0038】上記のように、フック継手31において発

生する曲げモーメントによりゴムカップリング40は曲げ変形され、これによりゴムカップリング40の等価捩り剛性を低減することが可能となる。ここで、ゴムカップリング40の配設位置とゴムカップリング40の曲げ変形の有無によるステアリング系の等価捩り剛性がどのように変化するかについて考察する。尚、以下の説明では等価捩り剛性の変化をステアリング系の等価捩りバネ定数の変化として判断している。

【0039】図4乃至図7は、ゴムカップリング40の配設位置を各種変更した自動車用操舵装置を示している。尚、各図において図1に示した構成と対応する構成については同一符号を附している。図4に示される自動車用操舵装置20A及び図5に示される自動車用操舵装置20Bは、車両直進時のステアリング操舵角がゼロであるとき、第1のフック継手30の中間軸側ヨーク28を入力軸23と中間軸24を含む平面に対して垂直となるよう配置すると共に、第2のフック継手31の中間軸側ヨーク32を中間軸24と出力軸25を含む平面に対して垂直となるよう配置した構成とされている。

【0040】また、図6に示される自動車用操舵装置20C及び図7に示される自動車用操舵装置20Dは、ステアリング操舵角がゼロであるとき、第1のフック継手30の入力軸側ヨーク27を入力軸23と中間軸24を含む平面に対して垂直となるよう配置すると共に、第2のフック継手31の出力軸側ヨーク33を中間軸24と出力軸25を含む平面に対して垂直となるよう配置した構成とされている。

【0041】従って、図4及び図5に示される自動車用操舵装置20A、20Bでは、図2を用いて説明した理由により、中間軸24に曲げモーメントが発生する。また同様の理由により、図6及び図7に示される自動車用操舵装置20C、20Dでは入力軸23及び出力軸25に曲げモーメントが発生する。よって、ゴムカップリング40の配設位置を曲げモーメントが発生する軸に配設する構成と、曲げモーメントが発生しない軸に配設する構成が考えられる。

【0042】そこで、図4及び図6に示される自動車用操舵装置20A、20Cは曲げモーメントが発生しない軸にゴムカップリング40を配設した構成とされており、また図5及び図7に示される自動車用操舵装置20B、20Dは曲げモーメントが発生する軸にゴムカップリング40を配設した構成とされている。尚、図4に示す構成ではゴムカップリング40を出力軸25に配設した構成を示しているが、ゴムカップリング40を入力軸23に配設しても等価捩りバネ定数は等しい値となる。同様に、図7においてゴムカップリング40を入力軸23に配設しても、等価捩りバネ定数は出力軸25に配設した構成と等しい値となる。

【0043】上記のように、各フック継手30、31の構成及びゴムカップリング40の配設位置により、自動

車用操舵装置の構成は図4乃至図7に示される4つのケースに分類される。そこで、この各構成の自動車用操舵装置20A~20Dの夫々に対して等価振りバネ定数を求める公式を算出し、これに自動車用操舵装置20A~20Dの特性（例えば、交差角 ϕ 等）及びゴムカップリング40の特性（例えば曲げ剛性を $K\theta_M$ 等）の具体的値を代入してステアリング系の等価振りバネ定数を求めた。そして、ステアリング系の各フック継手が所定の交差角 ϕ を持った時のゴムカップリング40の単体バネ定数を100とした場合の上記各等価振りバネ定数を指数表示した結果を下表に示す。尚、下表の結果は、交差角 ϕ を一定とした時の値である。そのため、交差角 ϕ が変われば下表も変化する。

【0044】

【表1】

操舵装置20A(図4)	112
操舵装置20B(図5)	40
操舵装置20C(図6)	90
操舵装置20D(図7)	34

【0045】表1の結果より、図7に示した自動車用操舵装置20Dが最も等価振りバネ定数が低いことが判る（この構成は、図2に示す自動車用操舵装置20と同一の構成である）。即ち、車両直進時のステアリング操舵角がゼロであるとき、第1のフック継手30の入力軸側ヨーク27を入力軸23と中間軸24を含む平面に対して垂直となるよう配置すると共に、第2のフック継手31の出力軸側ヨーク33を中間軸24と出力軸25を含む平面に対して垂直となるよう配置した構成とし、かつ曲げモーメントが発生する軸（出力軸25或いは入力軸23）にゴムカップリング40を配設することにより、等価振りバネ定数を低くすることができる。

【0046】このように、等価振りバネ定数を低くすることができることにより、車輪が強制振動した際に発生するピニオン35の回転振動をゴムカップリング40で吸収させることが可能となり、よってゴムカップリング40よりステアリング側においては振動は発生せずフラッタの発生を防止することができる。

【0047】また、上記したように図7に示した自動車用操舵装置20Dが最も等価振りバネ定数が低く、よって最も有効にフラッタの発生を防止することができるが、図5に示した自動車用操舵装置20Bにおいても等価振りバネ定数の低減が認められる。即ち、車両直進時のステアリング操舵角がゼロであるとき、第1のフ

ク継手30の中間軸側ヨーク28を入力軸23と中間軸24を含む平面に対して垂直となるよう配置すると共に、第2のフック継手31の中間軸側ヨーク32を中間軸24と出力軸25を含む平面に対して垂直となるよう配置し、かつ曲げモーメントが発生する軸（中間軸24）にゴムカップリング40を配設した構成であっても、自動車用操舵装置20Dに対して若干その特性は悪いものの、フラッタの発生を防止することができる。

【0048】一方、観点を変えると、図4及び図6に示した自動車用操舵装置20A、20Cは等価振りバネ定数が大きいので、ステアリング操舵角がゼロ近傍（即ち、ニュートラル付近）におけるハンドル操作の剛性を高めることができる。よって、図4及び図6に示す自動車用操舵装置20A、20Cは、ニュートラル付近のステアリングフィールを重視する車両に適用した場合に効果が大である。

【0049】ところで、自動車用操舵装置20Dの構成では、上記のように等価振りバネ定数が低く有効にフラッタの発生を防止することができるが、等価振りバネ定数の低下はフラッタが発生するステアリング操舵角がゼロ近傍領域（以下、この領域をフラッタ領域という）ばかりではなく、車両方向を変更するためにステアリング21を操作した領域（以下、この領域を操舵領域という）においても影響を及ぼす。このように操舵領域においても等価振りバネ定数が低いと、ステアリング操作力がゴムカップリング40で吸収され応答性が悪化し操安性が低下するおそれがある。

【0050】しかるに、この問題点は図8に示すゴムカップリングユニット45を用いることにより解決することができる。このゴムカップリングユニット45は、第2のフック継手31の一部を構成するフランジ46と出力軸25に一体的に形成された鏝部47との間にゴムカップリング40を配設した構成とされている。また、フランジ46の中央位置には所定の径寸法を有した小孔48が形成されており、この小孔48内に出力軸25の先端部に軸方向に延出するよう設けられたセンタリングシャフト49が挿入されるよう構成されている。尚、小孔48の内壁には耐磨耗性に優れたストッパー50が配設されている。

【0051】ゴムカップリングユニット45を上記構成とすることにより、センタリングシャフト49は小孔48の内部において変位可能な構成となる。即ち、センタリングシャフト49とストッパー50との間に形成される間隙分だけセンタリングシャフト49は小孔48内で変位することができる。この間隙の大きさは、上記したフラッタ領域に対応するよう構成されている。

【0052】従って、上記構成のゴムカップリングユニット45では、センタリングシャフト49がフランジ46と当接する前と当接した後とでゴムカップリング40の等価振りバネ定数を変化させることができる。即

ち、センタリングシャフト49がフランジ46と当接する前においては、ゴムカップリング40は出力軸25で発生する曲げモーメントにより折れ曲がり可能な状態となっており、よって等価振じりバネ定数は低い値となる。

【0053】また、センタリングシャフト49がフランジ46と当接した後においては、フランジ46と鏑部47との相対変位が規制されることによりゴムカップリング40は折れ曲がりできない状態となる。よって、ゴムカップリング40の等価振じりバネ定数はゴムカップリング本来の（折れ曲がりが生じていない場合の）振じりバネ定数となる。

【0054】図9は、ゴムカップリングユニット45の等価振じりバネ特性を示している。前記したように、センタリングシャフト49とストッパ50との間に形成される隙間の大きさはフラッタ領域と対応するよう構成されている。従って、ゴムカップリングユニット45の等価振じりバネ特性は、フラッタの発生するおそれのあるフラッタ領域においては、ゴムカップリング40の等価振じりバネ定数は小さく、また車輪の操舵を行う操舵領域においては大きい非線形の特性を有している。

【0055】この構成とすることにより、フラッタ領域においてはゴムカップリング40の等価振じりバネ特性が小さいことより、車輪の強制振動によりピニオン35に回転振動が発生しても、この回転振動はゴムカップリング40で吸収できるためフラッタの発生を防止することができる。また、操舵領域においては、センタリングシャフト49がフランジ46と当接することによりゴムカップリング40の等価振じりバネ特性は本来の値となっており、よって応答性の良好な操舵フィーリングを得ることができる。

【0056】即ち、上記構成とされたゴムカップリングユニット45を設けることにより、フラッタの低減と操舵フィーリングの向上とを両立した自動車用操舵装置を実現することができる。また、ゴムカップリングユニットの構成は図8に示される構成に限定されるものではなく、フラッタ領域と操舵領域においてゴムカップリングの等価振じりバネ定数を変更できるものであれば他の構成としてもよい。図19乃至図24は、その具体例を示している。尚、各図に示される部位は、図8に示した小孔48とセンタリングシャフト49に相当する部位である。

【0057】図19乃至図21に示す例は、円筒状の外筒95内に円筒状の内筒96を挿入すると共に、この外筒95と内筒96とをピン97により揺動可能に接続した構成としたものである。また、図20に示されるように、外筒95の内壁には内筒96と対向するよう緩衝材98（例えば、ゴム等によりなる）が配設されており、この緩衝材98と内筒96との間には隙間dが形成されるよう構成されている。

【0058】上記構成とすることにより、図21に示されるように、外筒95と内筒96とはピン97を回転中心として1自由度に回転変位することが可能となる。また回転する範囲は隙間d及び緩衝材98の変形量の範囲となる。しかるに、緩衝材98の変形量は微小であるため、回転する範囲は隙間dと近似することができる。

【0059】また、ピン97の配設位置から外筒95の端部までの距離をLとすると、外筒95と内筒96との回転角度 θ （以下、微小曲げ角 θ という）は、 $\tan \theta = d/L$ で示される式で近似することができる。即ち、外筒95と内筒96との微小曲げ角 θ は、隙間dとピン97の配設位置（距離Lと等価）を適宜選定することにより任意に設定することが可能となる。

【0060】上記構成において、外筒95と内筒96とからなる軸に曲げモーメントが発生した場合、内筒96はピン97を回転中心として緩衝部材98を介して外筒95と当接するまでを変位可能範囲として回転変位する。また当接した後は、外筒95と内筒96との回転は規制され、両者95、96は剛体として見做すことができる。

【0061】従って、図19乃至図21に示す構成では、内筒96が外筒95と当接するまでの領域がフラッタ領域となり、内筒96が外筒95と当接した後は操舵領域となる。また、上記した微小曲げ角 θ は内筒96が外筒95と当接した時の角度であるため、微小曲げ角 θ の大きさはフラッタ領域の範囲を規定することとなる。更に、前記したように、微小曲げ角 θ は隙間dと距離Lを適宜選定することにより任意に設定することができる。よって、フラッタ領域の範囲は、隙間dと距離Lを適宜選定することにより任意に設定することができる。

【0062】一方、図22乃至図24に示す例は、角柱状の外筒99内に、角柱状の内筒100を挿入すると共に、この外筒99と内筒100とを連結部材101（梨地で示す）により揺動可能に接合した構成としたものである。また、外筒99の端部近傍の内壁には内筒100と対向するよう緩衝材102（例えば、ゴム等によりなる）が配設されており、この緩衝材102と内筒100との間には隙間が形成されるよう構成されている。

【0063】即ち、内筒100は連結部材101に支持されることにより、後述するように曲げモーメント等の外力が印加されていない状態においては、外筒99に対し対向離間した状態となるよう構成されている。尚、図23は図22におけるA-A矢視図であり、図24は図22におけるB-B矢視図である。

【0064】連結部材101は、ゴム等のバネとして機能する材料により形成されており、そのバネ定数は印加される負荷の方向により異方性を有する構成とされている。具体的には、図22に矢印Xで示す軸方向に対するバネ定数 K_x は小さく設定されており、よって連結部材

101のX方向に対する剛性は小さくなっている。また、図22に矢印Yで示す軸方向に対するバネ定数 K_Y は大きく設定されており、よって連結部材101のY方向に対する剛性は大きくなっている。更に、図22に矢印Mで示す曲げ方向に対するバネ定数 K_M は小さく設定されており、よって連結部材101の曲げ方向に対する剛性は小さくなっている。

【0065】尚、緩衝材102は、外筒99と内筒100との衝突を防止するために設けられたものであり、連結部材101と異なりバネ定数は異方性を有してはならず、またそのバネ定数も小さく設定されている。上記構成において、外筒99と内筒100とからなる軸に曲げモーメントが発生した場合、内筒100は連結部材101に接続されているため、連結部材101を可撓変形させつつ緩衝材102を介して外筒99と当接するまで変位する。また当接した後は、外筒99と内筒100の変位は規制されるため、剛体として見做すことができる。

【0066】従って、図22に示す構成では、内筒100が外筒99と当接するまでの領域がフラッタ領域となり、内筒100が外筒99と当接した後は操舵領域となる。また、図22に示す構成では、前記した図19乃至図21に示した構成と異なり内筒100と外筒99との相対変位は1自由度に限定させるものではなく自在に変位できるため、自動車用操舵装置に対する取り付け性を向上、及びピン97に過剰な負荷が印加されることを防止することができる。

【0067】更に、図22に示す構成においてフラッタ領域の範囲を調整するには、連結部材101のY方向に対するバネ定数 K_Y の大きさ、曲げ方向に対するバネ定数 K_M の大きさを調整することにより、また前記した図19乃至図21に示した構成と同様に隙間dと距離Lを適宜選定することにより任意に設定することができる。よって、フラッタ領域の範囲を自由度を持って設定することができる。

【0068】一方、前記したように、連結部材101の矢印Xで示す軸方向に対するバネ定数 K_X は小さく設定されており、よって連結部材101のX方向に対する剛性は小さくなっている。従って、ギヤボックス26等から出力軸25を介して外筒99に伝達してくる振動(図中X方向に伝達される振動。所謂、縦振動)は、連結部材101によって吸収される。このため、上記縦振動が内筒100(中間軸24)に伝達することを防止できるため、この縦振動に起因して室内に発生する騒音(例えば、シュー音)を防止することができる。

【0069】上記したように、図19乃至図24に示す構成をゴムカップリングに代えて用いることによって、フラッタ領域においてフラッタの発生を防止ことができ、また操舵領域においては応答性の良好な操舵フィーリングを得ることができる。また、図19乃至図

24に示す構成は、図8に示したゴムカップリングに比べて簡単な構成となっているため、自動車用操舵装置のコスト低減及び組み立て作業の容易化を図ることができる。

【0070】尚、図19乃至図24において、外筒95、99及び内筒96、100の形状は円筒状及び角柱状に限定されるものではなく、他の形状(例えば、三角柱形状)にしてもよい。また、図22乃至図24に示す例では、内筒100の先端部に連結部材101を配設すると共に外筒99の端部に緩衝材102を配設した構成としたが、連結部材101と緩衝材102の配設位置はこれに限定されるものではなく、例えば連結部材101と緩衝材102との位置を逆に配置した構成としても同様の効果を得ることができる。

【0071】図10乃至図13は、図1に示した自動車用操舵装置20(これは、前記したように図7に示した自動車用操舵装置20Dと同一構成である)に対し、フラッタの低減を実証する実験を行った際の実験結果を示している。図10は、自動車用操舵装置20においてギヤボックス26を固定し、ラックバー36を加振した場合における、ステアリング回転角とピニオン回転角との比を示している。同図において、横軸はラックバー36に印加した加振周波数を示しており、縦軸はステアリング回転角とピニオン回転角との比を示している。また、実線で示す特性が自動車用操舵装置20の特性であり、破線で示すのが従来の自動車用操舵装置の特性である。

【0072】同図に示されるように、本実施例に係る自動車用操舵装置20では従来構成の自動車用操舵装置に比べ、略全体にわたりステアリング回転角とピニオン回転角との比は低くなっており、特にフラッタが発生するフラッタ周波数においては約6、7dBも低くなっていることがわかる。よって、同図より従来構成の自動車用操舵装置に比べて本実施例に係る自動車用操舵装置20の方がフラッタの発生が抑制されていることが判る。

【0073】また図11は自動車用操舵装置20を車両に実装した場合の特性を示しており、具体的にはフラッタを強制的に発生させるために予めアンバランスとされた車輪を自動車用操舵装置20に取り付け、この自動車用操舵装置20を車両に搭載した場合におけるフラッタの発生状態を調べた結果を示している。実験方法としては、上記の自動車用操舵装置20を搭載した車両をシャシーローラ上で走行させ、この際発生するフラッタをステアリング周方向加速度として検出した。尚、同図には比較のために従来構成の自動車用操舵装置の特性も示している(左側に示す)。

【0074】同図から明らかなように、実車状態においても従来構成の自動車用操舵装置に比べて本実施例に係る自動車用操舵装置20の方がフラッタの発生が低減されていることが判る。また、その低減率も44%と非常に大きな低減率となっている。従って図11に示す実験結

果より、実車状態であっても本実施例に係る自動車用操舵装置20を適用することにより大幅にフラッタの発生を抑制できることが実証された。

【0075】更に、図12及び図13は操舵フィーリングへの影響について行った実験結果を示している。尚、図12は本実施例に係る自動車用操舵装置20の操舵フィーリング特性を示しており、図13は従来の自動車用操舵装置の操舵フィーリング特性を示している。また、各図において横軸は操舵角MAであり、縦軸は操舵トルクMTを示している。

【0076】操舵フィーリングは、操舵角MAに対する操舵トルクMTの傾きと、ヒステリシス幅とにより判断することができる。そこで、図12に示す本実施例に係る自動車用操舵装置20の操舵フィーリング特性と図13に示す従来の自動車用操舵装置の操舵フィーリング特性とを比べると、各特性は類似しており、操舵角MAに対する操舵トルクMTの傾き及びヒステリシス幅は略等しい値となっている。従って、ゴムカップリング40を設けた本実施例に係る自動車用操舵装置20も従来構成の自動車用操舵装置と略同等の操舵フィーリングを得ることができることが判る。

【0077】よって、上記した各実験結果より、本実施例に係る自動車用操舵装置20によれば、フラッタの発生を確実に抑制できると共に良好な操舵フィーリング特性を維持することができることが実証された。尚、上記してきた実施例では、自動車用操舵装置20として入力軸23、中間軸24及び出力軸25の3本の軸によりステアリングシャフト22を構成した例を示したが、本発明は2本の軸を一つのフック継手で連結した構成の自動車用操舵装置（いわゆる2リンク式の操舵装置）に適用することも可能である。

【0078】即ち、車両直進時のステアリングの操舵角がゼロである時、上記2本の軸を含む平面に対してフック継手を構成するヨークの一方が略垂直となるよう配置し、この垂直となるよう配置されたヨークを持つ軸側にゴムカップリング（低剛性部材）を配設することにより、曲げモーメントによりゴムカップリングに曲げ変形を生じさせることができ、よって等価振じりバネ定数を低減することができる。これにより、ピニオンの回転振動をゴムカップリングで吸収することが可能となり、ステアリングにフラッタが発生することを防止することができる。

【0079】続いて、本発明の第2実施例について説明する。図14及び図15は本発明の第2実施例である自動車用操舵装置60を示している。図14は自動車用操舵装置60の要部を拡大して示しており、また図15は自動車用操舵装置60の全体構成を示している。尚、図14及び図15において第1実施例に係る自動車用操舵装置20と同一構成については同一符号を附してその説明を省略する。

【0080】本実施例においてもステアリングシャフト62は、入力軸63、中間軸64、出力軸65の3本の軸により構成されており、入力軸23の上端部にはステアリング21が配設され、また出力軸25の下端はギヤボックス26に接続されている。また、ステアリング21が取り付けられた入力軸63は車両に軸支された構成とされており、従って後述するようにギヤボックス26に並進振動が生じて、入力軸63はこの振動により変位しない構成とされている（但し、中間軸64、出力軸65はギヤボックス26に並進振動により変位する）。また、入力軸63と中間軸64は第1のフック継手70により連結され、また中間軸64と出力軸65は第2のフック継手71により連結された構成とされている。

【0081】第1のフック継手70は、入力軸63と一体的に回転する入力軸側ヨーク67と、中間軸64の上端部に形成され中間軸64と一体的に回転する中間軸側ヨーク68と、この両ヨーク67、68に回転自在に連結された十字ピン69（ピン69a、69bにより構成される）等により構成されている。

【0082】また、第2のフック継手71は、中間軸64の下端部に形成され中間軸64と一体的に回転する中間軸側ヨーク72と、出力軸65と一体的に回転する出力軸側ヨーク73と、この両ヨーク72、73に回転自在に連結された十字ピン74（ピン74a、74bにより構成される）等により構成されている。

【0083】上記各構成要素よりなる自動車用操舵装置60において、本実施例では車両直進時のステアリングの操舵角がゼロである時、上記第1のフック継手71と第2のフック継手72で連結される入力軸63、中間軸64、出力軸65を夫々同一平面S2（図14に示す）内に配置すると共に、入力軸側ヨーク67と出力軸側ヨーク73を共に平面S2に対して垂直となるよう配置したことを特徴とするものである。

【0084】上記のように入力軸63、中間軸64、出力軸65、第1及び第2のフック継手71、72を構成することにより、図14に示されるように第1のフック継手70を構成する十字ピン69と第2のフック継手71を構成する十字ピン74とは、互いに3次元で平行に対向した状態となる。詳述すれば、十字ピン69の縦方向に延在するピン69aと十字ピン74の縦方向に延在するピン74aとは互いに平行となり、十字ピン69の横方向に延在するピン69bと十字ピン74の横方向に延在するピン74bも互いに平行となる。従って上記構成することにより、ピン69aとピン74aは四節平行リンク形成し、同様にピン69bとピン74bも四節平行リンク形成する。

【0085】続いて、車輪に強制振動が発生しギヤボックス26が並進振動した場合における自動車用操舵装置60の動作について説明する。車輪に強制振動が発生しギヤボックス26に並進振動が発生すると、この並進振

動は各軸63～65及び第1及び第2のフック継手70、71に作用する。しかるに、前記したように第1のフック継手70を構成する十字ピン69と第2のフック継手71を構成する十字ピン74とは互いに3次元で平行に対向した状態となっている。従って、ギヤボックス26に並進振動により出力軸65が上下方向、前後方向、左右方向(図15に夫々矢印で示す)に移動しても、この並進振動は各フック継手70、71で回転振動に変換されることはない。

【0086】ここで、上記の事項を明確化するために、図14に示す状態より各十字ピン69、74を夫々90°回転させた構成の自動車用操舵装置80を図18に示す。尚、同図において図14に示した構成と対応する構成については同一符号を附している。

【0087】このように、各十字ピン69、74を90°回転させた構成の自動車用操舵装置80では、交差角 ϕ に起因して、十字ピン69を構成するピン69bと十字ピン74を構成するピン74bとが平行にならなくなる。よって、この構成の自動車用操舵装置80においてギヤボックス26に左右方向の変位(図中、矢印Hで示す)が発生すると、この変位は第1及び第2のフック継手70、71において入力軸63の回転成分に変換されてしまい、入力軸63には図に矢印Nで示す回転が発生してしまう。よって、ギヤボックス26の並進振動により入力軸63には回転振動が発生し、ステアリング21にフラッタが発生する。

【0088】従って、第1及び第2のフック継手70、71においてギヤボックス26の並進振動を回転成分に変換させないためには、換言すればステアリング21にフラッタが発生しないようにするには、第1のフック継手70を構成する十字ピン69と第2のフック継手71を構成する十字ピン74とを互いに3次元で平行に対向させる必要がある。よって、自動車用操舵装置60を前記した図14に示す構成とすることにより、フラッタの発生を防止することができる。

【0089】図16は、入力軸63、中間軸64、出力軸65を同一平面内にあるよう構成し、前記した図18に示された状態の十字ピン69、74の角度をゼロとし、この状態より十字ピン69、74の角度を徐々に変化させた場合におけるフラッタの回転角感度をシミュレーションにより求めた結果を示している。ここで、フラッタの回転角感度とは、ギヤボックス26を図15に示す通り、1mm所定方向(上下方向、前後方向、左右方向)に移動させた場合のステアリング21の回転角度を示している。従って、この回転角感度が大きい程大きなフラッタが発生していることになる。図16から明らかのように、十字ピン69、74の角度を徐々に回転変化させると、十字ピン69、74を90°変化させた状態において、上下方向、前後方向、左右方向の全ての方向に対しフラッタの回転角感度がゼロとなる点が発生し

た。この点では、ギヤボックス26が上下方向、前後方向、左右方向の何れの方法に変位してもステアリング21に回転は発生しない。よって、十字ピン69、74の角度をこの点に一致させることによりフラッタの発生を防止することができる。

【0090】前記したように、図18に示した自動車用操舵装置80は、図14に示した自動車用操舵装置60において各十字ピン69、74を90°回転させたものである。従って、ギヤボックス26が上下方向、前後方向、左右方向の何れの方法に変位してもステアリング21に回転が発生しない構成は、図14に示した自動車用操舵装置60そのものである。よって、図16に示したシミュレーションの結果からも、図14及び図15に示される構成とした自動車用操舵装置60によればフラッタの発生を防止することが実証される。

【0091】続いて、本発明の第3実施例について説明する。図17は本発明の第3実施例である自動車用操舵装置90を示している。尚、図17において、第1及び第2実施例に係る自動車用操舵装置20、60と同一構成については同一符号を附してその説明を省略する。

【0092】上記した第1実施例に係る自動車用操舵装置20では、車両直進時のステアリング21の操舵角がゼロである時、出力軸25及び中間軸24を含む平面S1に対して出力軸側ヨーク33が略垂直となるよう配置すると共に、この出力軸側ヨーク33を持つ出力軸25にゴムカップリング40を設けることにより、ピニオン35の回転により発生するフラッタを防止する構成とした(図1及び図2参照)。

【0093】一方、上記した第2実施例に係る自動車用操舵装置60では、車両直進時のステアリングの操舵角がゼロである時、入力軸63、中間軸64、出力軸65を夫々同一平面S2内に配置すると共に、入力軸側ヨーク67と出力軸側ヨーク73を共に平面S2に対して垂直となるよう配置することにより、ギヤボックス26の並進振動により発生するフラッタを防止する構成とした(図14及び図15参照)。

【0094】本実施例に係る自動車用操舵装置90は、第1実施例に係る自動車用操舵装置20と第2実施例に係る自動車用操舵装置60とを融合させた構成を有しており、具体的には入力軸63、中間軸64、出力軸65を夫々同一平面S3内に配置すると共に入力軸側ヨーク67と出力軸側ヨーク73を共に平面S3に対して垂直となるよう配置し、かつ曲げモーメントが発生する出力軸65にゴムカップリング40を設けた構成とした。

【0095】自動車用操舵装置90を上記構成とすることにより、第1実施例に係る自動車用操舵装置20の効果と、第2実施例に係る自動車用操舵装置60の効果とを共に享受することができ、よってピニオン35の回転により発生するフラッタ及びギヤボックス26の並進振動により発生するフラッタを共に防止することが可能と

なる。

【0096】尚、本発明の適用は、上記してきた十字ピンを用いた構成のフック継手に限定されるものではなく、他の構成の自在継手にも適用できるものである。図27は本発明を適用できる他の構成の自在継手110を示している。同図に示す自在継手110は、中間軸111に縦軸115を介して第1の連結部材113が接続されており、この第1の連結部材113は縦軸115を中心に回転可能な構成とされている。

【0097】また、出力軸112は第1の横軸116を介して第2の連結部材114が接続されており、この第2の連結部材114は第1の横軸116を中心に回転可能な構成とされている。更に、第1の連結部材113と第2の連結部材114は、第2の横軸117により接続されており、各連結部材113、114は第2の横軸117を中心に回転可能な構成とされている。

【0098】上記構成とされた自在継手110においても、車両直進時において中間軸111及び出力軸112を含む平面に対して自在継手110を構成する軸116、117が略垂直となるよう配置することができ、よって上記垂直となるよう配置された軸116、117を持つ軸に低剛性部材を配設することにより、フラッタの発生を抑制することができる。

【0099】更に、以上説明してきた各実施例に係る自動車用操舵装置20、60、90の構成は、自動車用操舵装置以外のフック継手を用いてトルク伝達を行う装置に適用することが可能であり、この場合にはトルク伝達に伴う振動の抑制を図ることができる。

【0100】

【発明の効果】上述の如く本発明によれば、下記の種々の効果を実現することができる。請求項1記載の発明によれば、車輪の強制振動によりピニオンに回転振動が発生した場合、この回転振動は曲げモーメントが発生する軸に配設されることにより等価振りバネ定数が低減した低剛性部材で吸収される。よって、ピニオンの記回転振動は低剛性部材で遮断されるため、ステアリングにフラッタが発生することを防止することができる。

【0101】また、請求項2記載の発明によれば、ギヤボックスに並進振動が発生しても各フック継手は並進振動を回転振動に変換しないため、並進振動は各フック継手で遮断され、よってフラッタの発生を防止することができる。更に、請求項3記載の発明によれば、上記した請求項1記載の発明の効果と請求項2記載の発明の効果を共に享受することができ、よってピニオンの回転振動により発生するフラッタ及びギヤボックスの並進振動により発生するフラッタを共に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例である自動車用操舵装置の全体構成図である。

【図2】本発明の第1実施例である自動車用操舵装置の

要部拡大図である。

【図3】出力軸に発生する曲げモーメントを印加した状態のゴムカップリング及び中間軸、出力軸の挙動を説明するための図である。

【図4】ゴムカップリングの配設位置を各種変更した自動車用操舵装置を示す構成図である。

【図5】ゴムカップリングの配設位置を各種変更した自動車用操舵装置を示す構成図である。

【図6】ゴムカップリングの配設位置を各種変更した自動車用操舵装置を示す構成図である。

【図7】ゴムカップリングの配設位置を各種変更した自動車用操舵装置を示す構成図である。

【図8】フラッタ領域及び操舵領域の双方において良好な振りバネ特性を得られるゴムカップリングユニットを示す図である。

【図9】図8に示すゴムカップリングユニットの特性を示す図である。

【図10】自動車用操舵装置においてギヤボックスを固定し、ラックバーを加振した場合における、ステアリング回転角とピニオン回転角との比の変化を示す図である。

【図11】フラッタを発生させるために予めアンバランスとされた車輪を自動車用操舵装置に取り付けると共に、この自動車用操舵装置を車両に実装した場合におけるフラッタの発生状態を調べた実験結果を示す図である。

【図12】本発明に係る自動車用操舵装置の操舵フィーリングへの影響を調べた実験結果を示す図である。

【図13】従来の自動車用操舵装置の操舵フィーリングへの影響を調べた実験結果を示す図である。

【図14】本発明の第2実施例である自動車用操舵装置の要部拡大図である。

【図15】本発明の第2実施例である自動車用操舵装置の全体構成図である。

【図16】十字ピンの回転角度を変化させたときのフラッタの回転角感度をシミュレーションした結果を示す図である。

【図17】本発明の第3実施例である自動車用操舵装置の全体構成図である。

【図18】図14に示す状態より各十字ピンを90°回転させた構成の自動車用操舵装置を示す構成図である。

【図19】外筒と内筒をピンを用いて連結したジョイント構造を示す図である。

【図20】図19に示す構成の断面図である。

【図21】図19に示す構成の動作を説明するための図である。

【図22】外筒と内筒をバネ性を有する連結部材を用いて連結したジョイント構造を示す図である。

【図23】図22におけるA-A矢視図である。

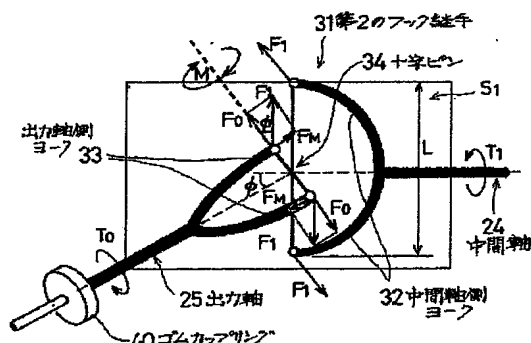
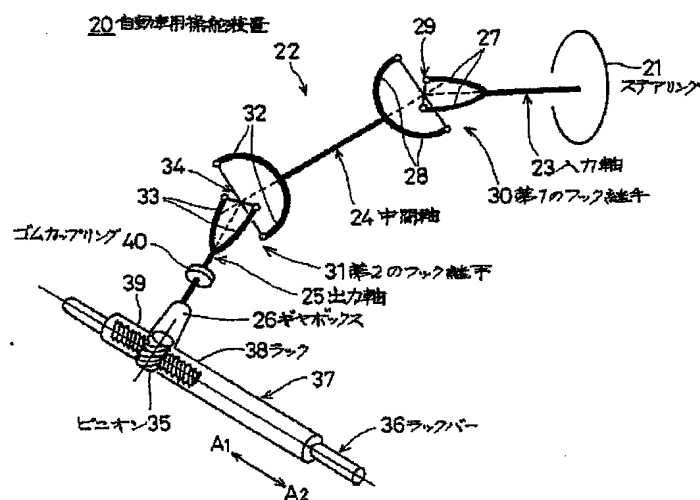
【図24】図22におけるB-B矢視図である。

【符号の説明】

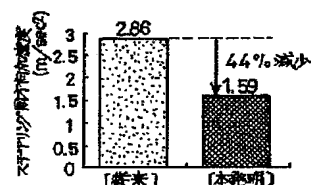
- 20, 60, 90 自動車用操舵装置
23, 63 入力軸
24, 64 中間軸
25, 65 出力軸
26 ギヤボックス
27, 67 入力軸側ヨーク
28, 32, 68, 72 中間軸側ヨーク
29, 34, 69, 74 十字ピン
30, 70 第1のフック継手

- 31, 71 第2のフック継手
33, 73 出力軸側ヨーク
35 ピニオン
36 ラックバー
38 ラック
40 ゴムカップリング
45 ゴムカップリングユニット
46 フランジ
48 小孔
49 センタリングシャフト
95, 99 外筒
96, 100 内筒
97 ピン
98, 102 緩衝材
101 連結部材
110 自在継手

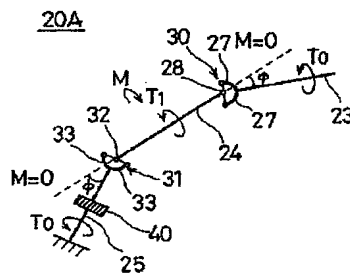
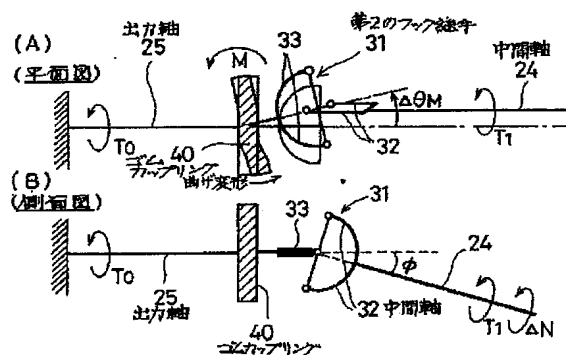
【图 2】



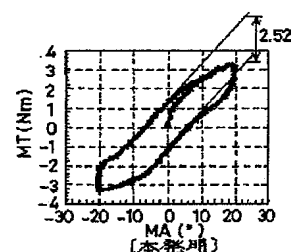
【图 1-1】

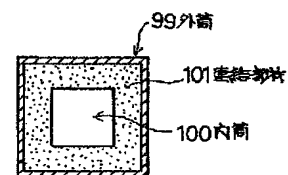
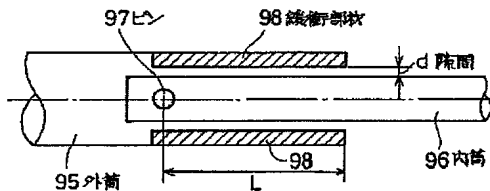
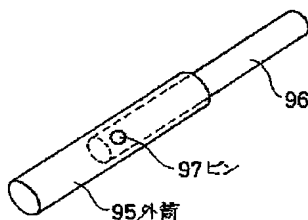
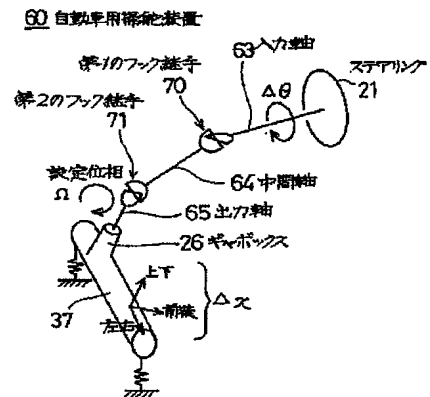
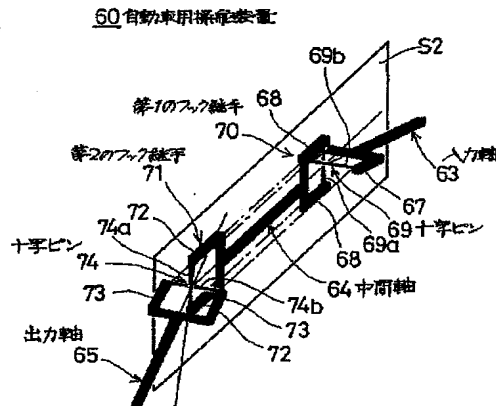
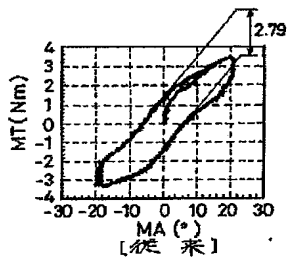
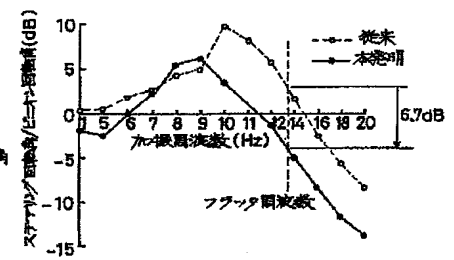
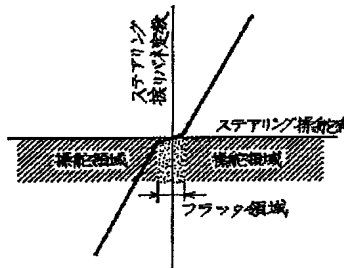
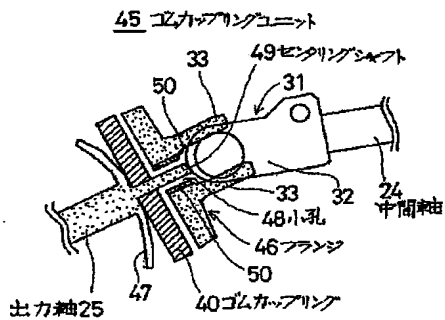
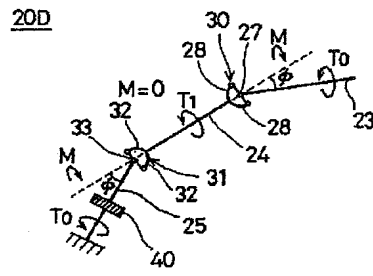
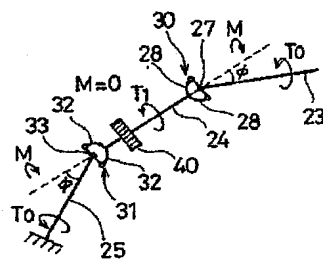
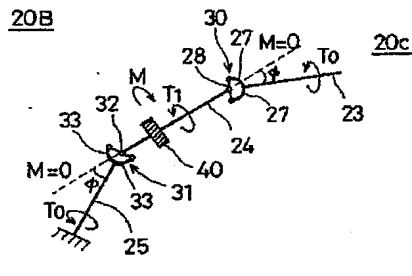


【图 4】

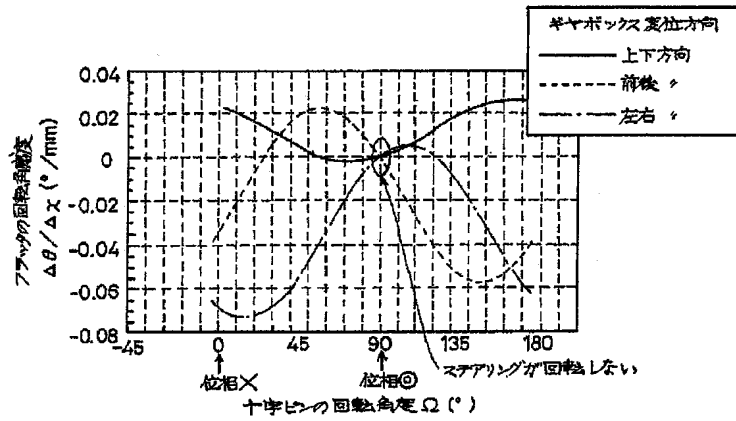


【図 1 2】

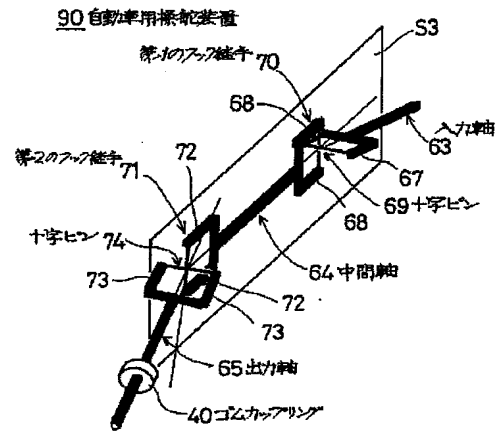




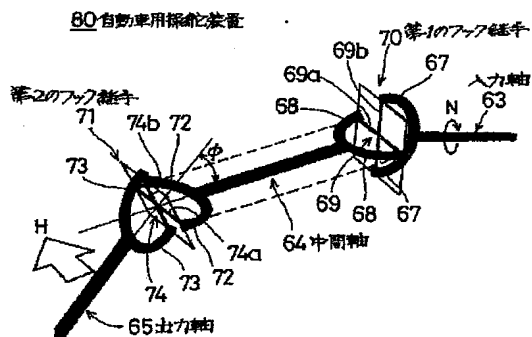
【図16】



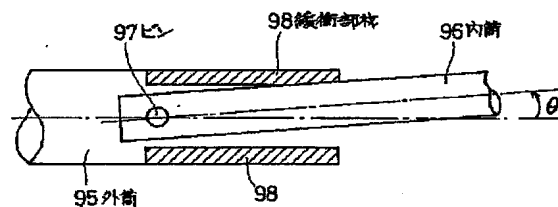
【図17】



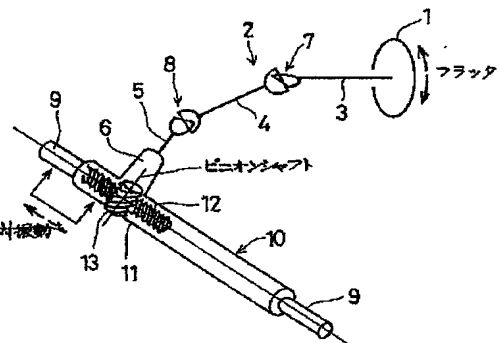
【図18】



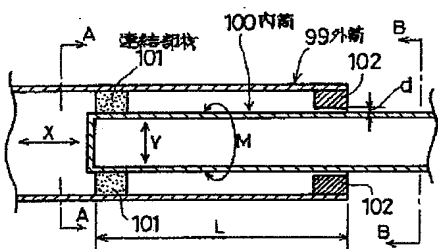
【図21】



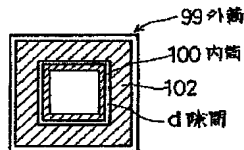
【図25】



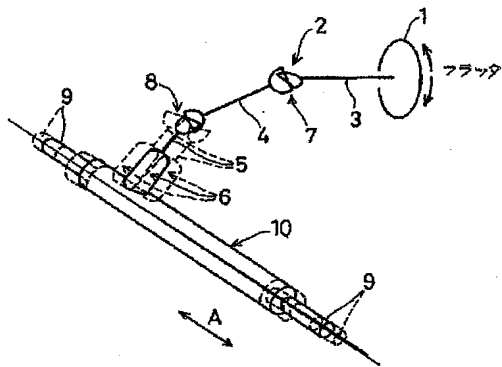
【図22】



【図24】



【図26】



【図27】

110 自在継手

